

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

**As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.**

EUROPEAN PATENT OFFICE

Patent Abstracts of Japan

PUBLICATION NUMBER : 2001289315
 PUBLICATION DATE : 19-10-01

APPLICATION DATE : 05-04-00
 APPLICATION NUMBER : 2000103549

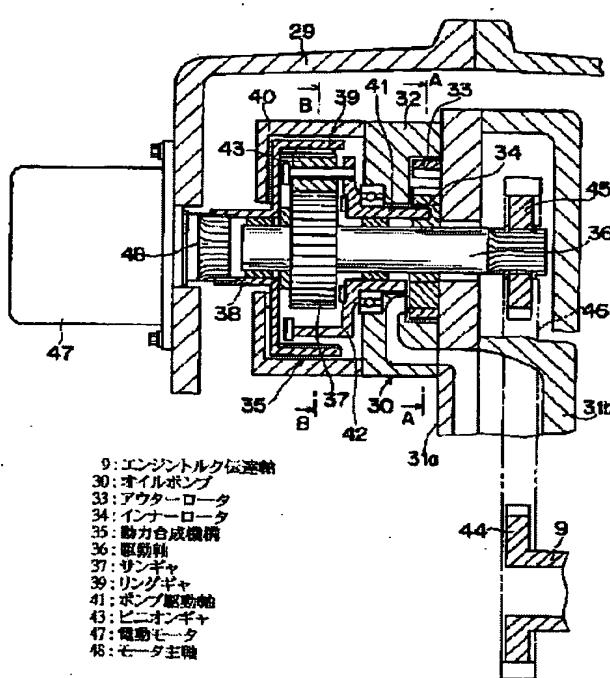
APPLICANT : FUJI HEAVY IND LTD;

INVENTOR : OGAWA HIROSHI;

INT.CL. : F16H 61/00 F16H 3/44 F16H 37/02
 F16H 37/06

TITLE : AUTOMATIC TRANSMISSION FOR
 AUTOMOBILE

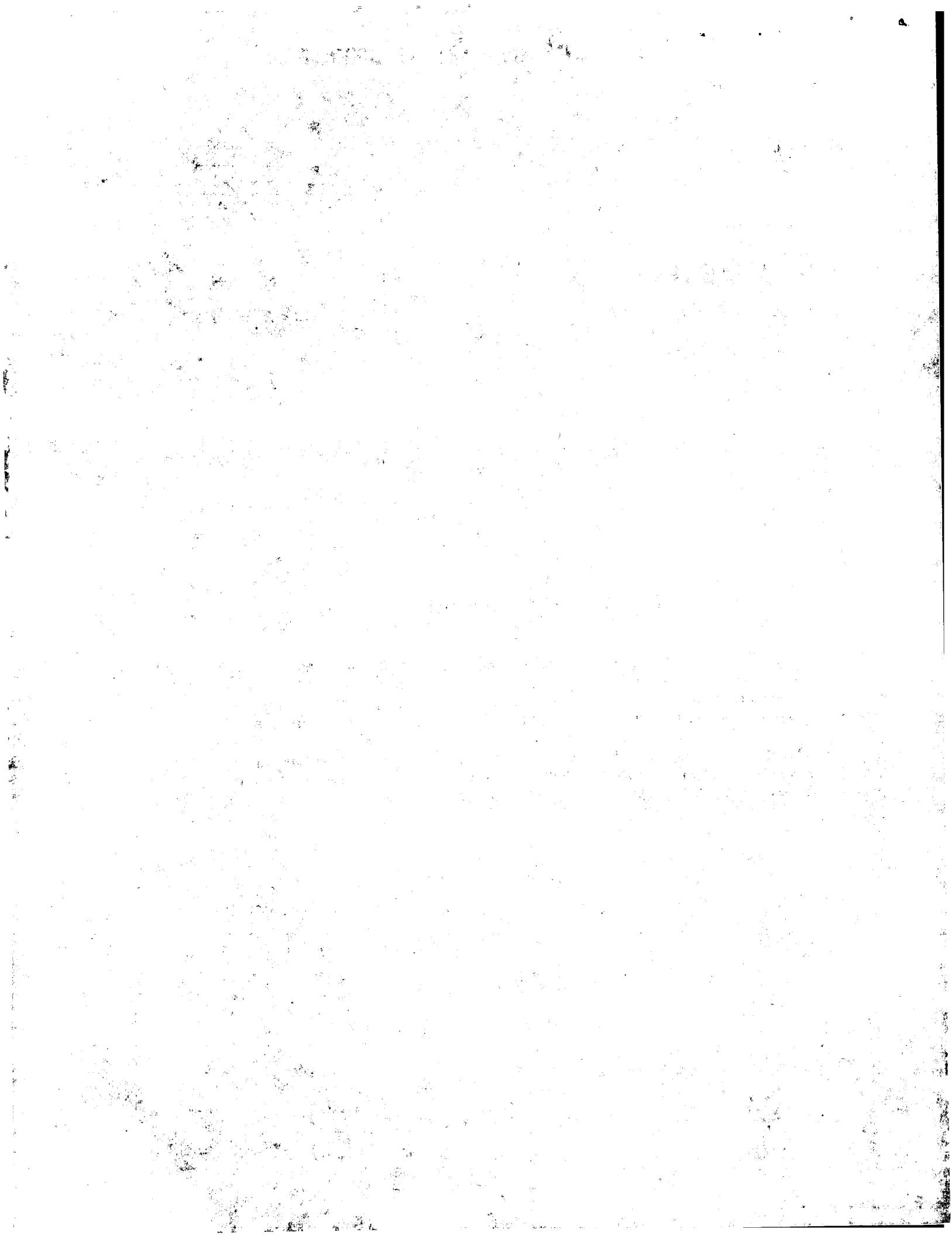
図 2



ABSTRACT : PROBLEM TO BE SOLVED: To reduce idling and stop idling using one oil pump to surely operate an automatic transmission even when viscosity of hydraulic fluid is high.

SOLUTION: This automatic transmission has the oil pump 30 supplying hydraulic fluid to a gear shift element constituting the automatic transmission shifting the rotation of a crankshaft of an engine to transmit it to a drive wheel and a planetary gear mechanism as a power synthetic mechanism 35. The planetary gear mechanism has a sun gear 37 provided on a drive shaft 36 driven by the engine and a ring gear 39 driven by an electric motor 47, and a carrier 42 provided with a pinion gear 43 meshing with the sun gear 37 and the ring gear 39 is connected to a pump drive shaft 41 connected to the oil pump 30. Consequently, the oil pump 30 is driven by engine power and motor power.

COPYRIGHT: (C)2001,JPO



(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2001-289315

(P2001-289315A)

(43)公開日 平成13年10月19日 (2001. 10. 19)

(51) Int.Cl.⁷

F 16 H 61/00
3/44
37/02
37/06

識別記号

F I

F 16 H 61/00
3/44
37/02
37/06

テマコード(参考)
3 J 0 2 8
B 3 J 5 5 2
P
D

審査請求 未請求 請求項の数4 O L (全 9 頁)

(21)出願番号 特願2000-103549(P2000-103549)

(22)出願日 平成12年4月5日 (2000. 4. 5)

(71)出願人 000005348

富士重工業株式会社

東京都新宿区西新宿一丁目7番2号

(72)発明者 小川 浩

東京都新宿区西新宿一丁目7番2号 富士
重工業株式会社内

(74)代理人 100080001

弁理士 筒井 大和 (外2名)

最終頁に続く

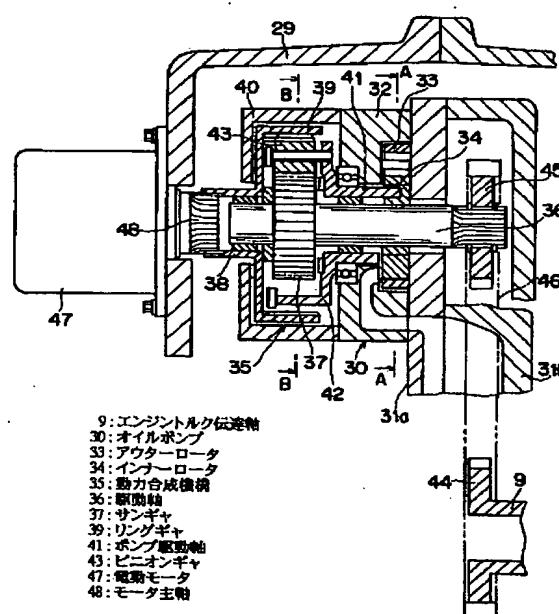
(54)【発明の名称】自動車用自動变速装置

(57)【要約】

【課題】 1つのオイルポンプを用いて低アイドル化とアイドルストップ化を達成し、作動油の粘度が高い場合にも自動变速機を確実に作動させることができるようにする。

【解決手段】 エンジンのクラシク軸の回転を变速して駆動輪に伝達する自動变速機を構成する变速要素に作動油を供給するオイルポンプ30と、動力合成機構35としての遊星歯車機構とを有している。遊星歯車機構はエンジンにより駆動される駆動軸36に設けられたサンギヤ37と、電動モータ47により駆動されるリングギヤ39とを有し、サンギヤ37とリングギヤ39とに噛み合うピニオンギヤ43が設けられたキャリア42はオイルポンプ30に連結されたポンプ駆動軸41に連結されている。これにより、オイルポンプ30はエンジン動力とモータ動力とにより駆動される。

図 2



【特許請求の範囲】

【請求項1】 エンジンのクランク軸の回転を変速して駆動輪に伝達する自動変速機を有する自動車用自動変速装置において、

前記自動変速機を構成する変速要素に作動油を供給するオイルポンプと、

前記エンジンにより駆動されるエンジントルク伝達軸の動力と、電動モータにより駆動されるモータ主軸の動力を合成して前記オイルポンプに伝達する動力合成機構とを有し、

前記オイルポンプをエンジン動力とモータ動力とにより駆動するようにしたことを特徴とする自動車用自動変速装置。

【請求項2】 請求項1記載の自動車用自動変速装置において、前記動力合成機構はサンギヤと、これと同心に配置されたリングギヤと、前記サンギヤと前記リングギヤとに噛み合うビニオンギヤを回転自在に支持するキャリアとを有するシングルビニオンプラネタリギヤ列であり、前記キャリアをポンプ駆動軸に連結し、前記リングギヤと前記サンギヤとのいずれか一方を前記エンジントルク伝達軸に連結し、いずれか他方を前記モータ主軸に連結したことを特徴とする自動車用自動変速装置。

【請求項3】 請求項1記載の自動車用自動変速装置において、前記動力合成機構はサンギヤと、これと同心に配置されたリングギヤと、当該リングギヤに噛み合う第1のビニオンギヤおよび前記サンギヤと前記第1のビニオンギヤとに噛み合う第2のビニオンギヤをそれぞれ回転自在に支持するキャリアとを有するダブルビニオンプラネタリギヤ列であり、前記リングギヤを前記ポンプ駆動軸に連結し、前記キャリアと前記サンギヤとのいずれか一方を前記エンジントルク伝達軸に連結し、いずれか他方を前記モータ主軸に連結したことを特徴とする自動車用自動変速装置。

【請求項4】 請求項1～3のいずれか1項に記載の自動車用自動変速装置において、前記モータ主軸の逆転を防止するワンウェイクラッチを有することを特徴とする自動車用自動変速装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は自動変速機の変速要素を作動するためのオイルポンプを有する自動車用自動変速装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 自動車用の自動変速装置としては、遊星歯車機構つまりプラネタリギヤ列を有する多段式自動変速機と、ベルトを用いて無段階に自動変速操作を行うベルト式無段変速機構（CVT）とがあり、いずれの自動変速機においても変速機を構成する変速要素をオイルポンプにより発生する油圧によって駆動するようにしてお、オイルポンプはエンジンのクランク軸に直結されて

エンジンにより駆動されるようになっている。

【0003】 オイルポンプの駆動トルク T_p は以下に示す(1)式で表され、駆動トルク T_p はエンジントルクの一部を消費するためになるべく小さいことが望ましい。

$$[0004] T_p = V_{th} \cdot P / (2\pi) / \eta_m \quad \dots (1)$$

ただし、 η_m はポンプの機械効率であり、 V_{th} はポンプの1回転あたりの吐出量であり、 P は吐出圧である。

【0005】 オイルポンプをエンジンに直結して駆動することは機構を簡素化する上で望ましいが、特に高回転域では自動変速機が必要とする以上の油量をオイルポンプが吐出することになるので、高回転域では動力損失が発生する。

【0006】 一方、オイルポンプによる消費動力 L は以下に示す(2)式で表される。

$$[0007] L = P \cdot Q \quad \dots (2) \quad \text{ただし、} P \text{ は吐出圧} \\ \text{であり、} Q \text{ は単位時間当たりの吐出量である。}$$

【0008】 ポンプの消費動力 L はエンジンの動力損失となるので、作動油圧を最小限にすることによって制御したり、ポンプの駆動効率を高めるためにポンプの小量化を達成することが多段式自動変速機およびベルト式無段変速機のいずれにおいても常に技術的課題として取り組まれており、従来、オイルポンプの動力損失を低減するために以下の技術が提案されている。

【0009】 たとえば、先行例1（特開平3-213772号公報）は、オイルポンプに2つの吐出ポートを設けるようにしたCVTの油圧制御装置を開示しており、エンジンの回転が高い場合には片方の吐出ポートからの作動油を吸入ポートに還流させるようにして高回転域におけるポンプの動力損失を低減させるようにしている。

【0010】 先行例2（特開平10-331677号公報）は、アイドルストップ機能に対応したCVTを実現するために、エンジン駆動ポンプとモータ駆動ポンプとの2つのオイルポンプを有する自動変速装置を開示しており、これら2つのオイルポンプの吐出口はそれぞれチェック弁を介してライン圧回路に接続され、エンジン駆動ポンプとモータ駆動ポンプとの切換えを逐一的に行えるようにしている。

【0011】 先行例3（特開平10-89445号公報）は、オイルポンプを電動モータによって駆動するようにした多段式自動変速機を開示しており、ポンプの作動回転数をエンジン回転数と無関係にすることにより、ポンプを高回転で駆動することで発生する動力損失を解消するようにし、さらに、アイドルストップにも対応可能となっている。

【0012】

【発明が解決しようとする課題】 1. 低アイドル化
近年にあっては、燃費をより一層改善するために、信号待ちなどで停車しているときにアイドリングの回転数を下げようとする試みが進行している。アイドリング時の最低エンジン回転数を下げるには、自動変速機の機能を

確保するためにオイルポンプの容量を増加させる必要が生じる。この場合には、先行例1の技術では、吐出容量を増加させて低アイドル化に対応する必要があり、エンジン回転が高い場合には吐出量の余剰分が増加し、動力損失を増大させることになる。

【0013】先行例2の場合でも、エンジン動作中はエンジン駆動ポンプのみが作動するので、低アイドル化にはエンジン駆動ポンプの容量を増加させねばならず、高回転時の動力損失はやはり増加することになる。

【0014】2. 車両停止時のアイドルストップ化
車両停止時の燃料消費を抑制するために、エンジン回転を選択的に停止することが一部で行われている。

【0015】先行例1の場合には、エンジン回転が停止すると油圧系の作動もストップし、停止中に各部の油圧シリンダから作動油がリークし重力によるドレインにより作動油が油圧系から抜け出しているので、エンジン始動直後の一定の時間は油圧が安定しなくなる。このため、たとえば、信号待ちでアイドルストップすると、信号が変わって直ちに発進できることが要求されるが、このような時間遅れは急速な発進には好ましくない。

【0016】3. 電動ポンプを自動变速機に適用する場合の問題点

先行例3のように、自動变速機の油圧源をモータ駆動ポンプのみとする場合には、モータの起動信頼性が要求される。なぜならば、自動車は-30°C以下の極低温環境でも走行可能なことが要求されるが、このような環境では作動油の粘度が著しく高くなっている。電動モータに充分な発生トルクがないとオイルポンプを起動できなくなる。高トルクの電動モータを用いることは重量の増加を招くとともにコストを高めることになる。

【0017】本発明の目的は、1つのオイルポンプを用いて低アイドル化とアイドルストップ化を達成し、作動油の粘度が高い場合にも自動变速機を確実に作動させることができるようにすることにある。

【0018】

【課題を解決するための手段】本発明の自動車用自動变速装置は、エンジンのクランク軸の回転を变速して駆動輪に伝達する自動变速機を有する自動車用自動变速装置において、前記自动变速機を構成する变速要素に作動油を供給するオイルポンプと、前記エンジンにより駆動されるエンジントルク伝達軸の動力と、電動モータにより駆動されるモータ主軸の動力を合成して前記オイルポンプに伝達する動力合成機構とを有し、前記オイルポンプをエンジン動力とモータ動力とにより駆動するようにしたことを特徴とする。

【0019】本発明の自動車用自動变速装置は、前記動力合成機構がサンギヤと、これと同心に配置されたリングギヤと、前記サンギヤと前記リングギヤとに噛み合うピニオンギヤを回転自在に支持するキャリアとを有するシングルピニオンプラネタリギヤ列であり、前記キャリ

アをポンプ駆動軸に連結し、前記リングギヤと前記サンギヤとのいずれか一方を前記エンジントルク伝達軸に連結し、いずれか他方を前記モータ主軸に連結したことを特徴とする。

【0020】本発明の自動車用自動变速装置は、前記動力合成機構がサンギヤと、これと同心に配置されたリングギヤと、当該リングギヤに噛み合う第1のピニオンギヤおよび前記サンギヤと前記第1のピニオンギヤとに噛み合う第2のピニオンギヤをそれぞれ回転自在に支持するキャリアとを有するダブルピニオンプラネタリギヤ列であり、前記リングギヤを前記ポンプ駆動軸に連結し、前記キャリアと前記サンギヤとのいずれか一方を前記エンジントルク伝達軸に連結し、いずれか他方を前記モータ主軸に連結したことを特徴とする。

【0021】本発明の自動車用自動变速装置は、前記モータ主軸の逆転を防止するワンウェイクラッチを有することを特徴とする。

【0022】

【発明の実施の形態】以下、本発明の実施の形態を図面に基づいて詳細に説明する。

【0023】図1は本発明の一実施の形態である自動車用自動变速装置を有する駆動系を示すスケルトン図であり、自動变速機としてはベルト式無段变速機(CVT)が用いられている。図1に示すように、エンジン(図示省略)により駆動されるクランク軸1の回転は、発進装置としてのトルクコンバータ2と前後進切換装置3とを介して無段变速機4に伝達されるようになっている。

【0024】トルクコンバータ2はロックアップクラッチ5を有しており、ロックアップクラッチ5はタービン軸6に連結されている。ロックアップクラッチ5の一方側は供給室つまりアプライ室7aであり、他方側は開放室つまりリリース室7bであり、リリース室7b内に供給した油圧をアプライ室7aを介して循環させることによりトルクコンバータ2は作動状態となる。

【0025】クランク軸1はトルクコンバータ2のケーシング8に直結されており、このケーシング8にはエンジントルク伝達軸9が固定され、このエンジントルク伝達軸9はクランク軸1にケーシング8を介して直結されている。

【0026】前後進切換装置3はトルクコンバータ2の出力軸であるタービン軸6の回転を無段变速機4に正方向に伝達するための前進用クラッチ11と、逆方向に伝達するための後退用ブレーキ12とを有しており、クラッチ油室11aに油圧を供給して前進用クラッチ11を接続状態とすると、タービン軸6の回転は無段变速機4に正方向に伝達され、ブレーキ油室12aに油圧を供給して後退用ブレーキ12を接続状態とすると逆方向に減速して伝達される。

【0027】無段变速機4は前後進切換装置3に連結される入力軸つまりアプライ軸13と、これと平行とな

った出力軸つまりセカンダリ軸14とを有している。プライマリ軸13にはプライマリブーリ15が設けられており、プライマリブーリ15はプライマリ軸13に固定された固定ブーリ15aと、これに対向してプライマリ軸13にボールスプラインなどにより軸方向に摺動自在に装着される可動ブーリ15bとを有し、ブーリのコーン面間隔つまりブーリ溝幅が可変となっている。セカンダリ軸14にはセカンダリブーリ16が設けられており、セカンダリブーリ16はセカンダリ軸14に固定された固定ブーリ16aと、これに対向してセカンダリ軸14に可動ブーリ15bと同様に軸方向に摺動自在に装着される可動ブーリ16bとを有し、ブーリの溝幅が可変となっている。

【0028】プライマリブーリ15とセカンダリブーリ16との間にはベルト17が掛け渡されており、両方のブーリ15, 16の溝幅を変化させて、それぞれのブーリ15, 16に対する巻付け径の比率を変化させることにより、プライマリ軸13の回転がセカンダリ軸14に無段階に変速されて伝達されることになる。

【0029】セカンダリ軸14の回転は減速歯車およびディファレンシャル装置18を有する歯車列を介して車輪19a, 19bに伝達されるようになっており、前輪駆動車の場合には、車輪19a, 19bは前輪となり、四輪駆動車の場合には、ディファレンシャル装置18と後輪との間にエクステンション機構が設けられる。

【0030】プライマリブーリ15の溝幅を変化させるために、プライマリ軸13には円筒部とディスク部とを有するプランジャー21が固定され、このプランジャー21の外周面に摺動自在に接触するプライマリシリンダ22が可動ブーリ15bに固定されており、プランジャー21と可動ブーリ15bとの間には駆動油室23が形成されている。

【0031】セカンダリブーリ16の溝幅を変化させるために、セカンダリ軸14にはテーパー状の円筒部を有するプランジャー26が固定され、このプランジャー26の外周面に摺動自在に接触するセカンダリシリンダ27が可動ブーリ16bに固定されており、プランジャー26と可動ブーリ16bとの間には駆動油室28が形成されている。

【0032】前後進切換装置3および無段変速機4はトランスミッションケース29内に組み込まれており、無段変速機4に設けられた駆動油室23, 28や前後進切換装置3に設けられクラッチ油室11aおよびブレーキ油室12aなどの油圧によって作動する変速要素に対して作動油を供給するために、オイルポンプ30が設けられている。

【0033】図2は図1の要部を拡大して示す断面図であり、図3は図2におけるA-A線に沿う方向から見たオイルポンプ30を示す断面図であり、オイルポンプ30はトランスミッションケース29に固定されたりアカ

バー31aに取り付けられるポンプ本体32を有している。このオイルポンプ30はトロコイドポンプとなっており、ポンプ本体32内には、図3に示すように、アウターロータ33とインナーロータ34とが相互に偏心してそれぞれ回転自在に装着され、アウターロータ33にはインナーギヤ33aが設けられ、インナーロータ34にはアウターギヤ34aが設けられている。

【0034】ポンプ本体32には動力合成機構35が設けられており、動力合成機構35はポンプ本体32に取り付けられたギヤハウジング40内に組み込まれている。この動力合成機構35は第1駆動軸36に設けられた太陽歯車つまりサンギヤ37と、これと同心状に配置されて中空の第2駆動軸38に設けられた内歯車つまりリングギヤ39とを有し、第1駆動軸36の外側に回転自在に装着された中空のポンプ駆動軸41に設けられたキャリア42には、サンギヤ37とリングギヤ39とに噛み合う複数のピニオンギヤ43が回転自在に装着されている。このポンプ駆動軸41はオイルポンプ30の駆動部であるインナーロータ34に連結されている。

【0035】図4は図2におけるB-B線に沿う方向から見た動力合成機構35を示すスケルトン図であり、ピニオンギヤ43はそれぞれサンギヤ37とリングギヤ39とに噛み合うようになっており、図2に示す動力合成機構35はシングルピニオンプラネットリギヤ列つまりシングルピニオン式の遊星歯車機構となっている。

【0036】図1に示すように、クランク軸1にはトルクコンバータ2のケーシング8を介してエンジントルク伝達軸9が直結されており、このエンジントルク伝達軸9には駆動側スプロケット44が固定され、第1駆動軸36に固定された従動側スプロケット45と駆動側スプロケット44にはチェーン46が装着されており、第1駆動軸36はエンジンにより駆動されるようになっている。これらのスプロケット44, 45およびチェーン46は、リアカバー31aに固定されるフロントカバー31bにより覆われている。

【0037】図2に示すように、トランスミッションケース29には電動モータ47が取り付けられ、この電動モータ47のモータ主軸48は第2駆動軸38に直結され、キャリア42が設けられたポンプ駆動軸41はオイルポンプ30のポンプ駆動部としてのインナーロータ34に連結されている。

【0038】これにより、サンギヤ37は第1駆動軸36を介してエンジンに連結され、リングギヤ39は第2駆動軸38を介してモータ主軸48に連結されており、オイルポンプ30はエンジン動力とモータ動力とが動力合成機構35により合成されてポンプ駆動部としてのインナーロータ34に伝達されるようになっている。ただし、サンギヤ37を電動モータ47により駆動し、リングギヤ39をエンジンにより駆動するようにしても良い。

【0039】図5は電動モータ47の回転を制御するためのコントロールユニット50を示すブロック図であり、目標モータ回転設定部51と、目標値に従ってモータ駆動を行うモータドライバ52と、フェイル検出部53とを有し、モータ回転数は電動モータ47に取り付けられた回転センサ54の信号をもとにモータドライバ52にフィードバック制御される。

【0040】目標のモータ回転数を決定するために、目標モータ回転設定部51には、スロットル開度信号55、エンジン回転数信号56、車速信号57、レンジスイッチ信号58、ブレーキスイッチ信号59および作動油の油温信号60がそれぞれ送られるようになっている。

【0041】目標モータ回転設定部51には、エンジン協調信号61と、変速機協調信号62とを送ったり受けとるための双方向の信号線が接続されている。エンジン協調信号61は、たとえばエンジンからのアイドルストップ予告信号を受け取ったり、モータフェイル時には逆にアイドルストップ禁止信号を送り出す。変速機協調信号62は、たとえばポンプ回転アップ要求を受け取ったり、フェイル信号を送り出して変速機にロックアップスケジュールや変速ラインの変更を行わせる。

【0042】一般にシングルプラネットリギヤ列の速度関係式は以下の(3)式で表され、ポンプ回転数 ω_c はエンジン回転数 ω_s とモータ回転数 ω_r との和になる。

【0043】 $\omega_r \cdot Z_r + \omega_s \cdot Z_s = \omega_c \times (Z_r + Z_s)$ …(3) ただし、 Z_r はリングギヤの歯数であり、 Z_s はサンギヤの歯数である。

【0044】図6は(3)式の関係を図式化した特性線図であり、この図にあっては、エンジン回転数 ω_s が一定の条件で横軸にモータ回転数 ω_r を縦軸にポンプ回転数 ω_c を示している。モータ回転数 ω_r が0となっているときのポンプ回転数 ω_c は、 $(Z_s / (Z_r + Z_s)) \cdot \omega_s$ となり、エンジン回転数に対して減速された回転数でオイルポンプ30は駆動されることになる。モータ

$$\text{エンジン分担トルク } T_e = (Z_s / (Z_r + Z_s)) \cdot T_p \quad \dots(4)$$

$$\text{モータ分担トルク } T_m = (Z_r / (Z_r + Z_s)) \cdot T_p \quad \dots(5)$$

ただし、 T_p はオイルポンプの駆動トルクであり、これらの式から分かるように、電動モータ47が分担するトルクは、モータ単独でポンプを駆動する場合に比べて減少しており、電動モータ47の小型化および軽量化が可能となる。

【0051】図7は本発明の他の実施の形態である自動車用自動变速装置における前記実施の形態の図2に対応する部分を示す断面図である。

【0052】この自動变速装置にあっては、リングギヤ39が設けられた第2駆動軸38とギヤハウジング40との間に一方向クラッチつまりワンウェイクラッチ49を設け、モータ主軸48が正転したときにその回転をリングギヤ39に伝達し、リングギヤ39が逆転した場合

回転数 ω_r を上昇させてエンジン回転数 ω_s と一致すると、ポンプ回転数 ω_c もエンジン回転数 ω_s と同一となり、さらにモータ回転数 ω_r を上昇させるとエンジン回転数 ω_s を越えた回転数でポンプを駆動することができる。

【0045】したがって、図示する自動变速装置にあっては、エンジンが低回転のときにも電動モータ47の回転を上昇させることで必要な作動油の流量を確保することができる。特に、エンジン停止中でも電動モータ47によりオイルポンプ30を駆動することができる。

【0046】逆に、電動モータ47の回転を低くすれば、オイルポンプ30の回転数が減少するので、動力損失を減らすことができる。オイルポンプの回転数をさらに低くしたい場合には、電動モータ47を逆転させる。逆転の場合には、エンジントルクの一部を電動モータ47が吸収することになるため、電動モータ47に回生回路を接続すれば、電気エネルギーとして利用するができ、効率良くオイルポンプ30の回転数を制御することができる。

【0047】電動モータ47が起動不能の場合でもエンジン回転によりオイルポンプを駆動することができる。自動变速装置の信頼性を向上させることができる。

【0048】特に、電動モータ47としてブレーキ付きモータ、つまり非通電時にはモータの回転をロックする電磁石式のメカニカルブレーキ付きモータを使用すると、コイルの断線やドライバ回路破損などでモータが空転状態となつても、エンジンのみでポンプを駆動することができるので、自動变速装置の信頼性を高めることができる。

【0049】さらに、動力合成機構35としてプラネットリギヤ列を使用したので、ポンプ駆動トルクを電動モータ47とエンジンとに分配することができ、モータの負荷を軽減することができる。以下の式はポンプ駆動トルクの分配率を示す。

【0050】

$$\text{エンジン分担トルク } T_e = (Z_s / (Z_r + Z_s)) \cdot T_p \quad \dots(4)$$

$$\text{モータ分担トルク } T_m = (Z_r / (Z_r + Z_s)) \cdot T_p \quad \dots(5)$$

にはモータ主軸48の逆転を規制してリングギヤ39が正転のみ可能となるようにしている。これにより、前述した実施の形態のようにブレーキ付きモータを用いることは不要となる。つまり、電動モータ47が起動できないときには、ポンプ駆動の反作用によりリングギヤ39に発生するトルクはワンウェイクラッチ49を経てギヤハウジング40が支持するので、オイルポンプ30はエンジンのみにより駆動されることになる。ワンウェイクラッチ49は小型でトルク負荷能力が高く、使用環境に対する制限がブレーキに比べて少ないので、ブレーキ付きモータを使用する場合に比して電動モータ47を小型軽量化することができる。ただし、図6で示したポンプ回転域のうち、電動モータ47が逆転することで実現す

るポンプの低回転部分は使用できなくなるので、油圧システムの消費流量の変動幅に応じて選択する必要がある。

【0053】図8は本発明の他の実施の形態である自動車用自動变速装置の要部を示すスケルトン図であり、図9は図8におけるC-C線に沿う部分を示すスケルトン図である。

【0054】前述したように、遊星歯車機構つまりプランタリギヤ列の動力合成機能によりオイルポンプ30の駆動トルクをエンジンと電動モータ47に分配し、トルク分担率の大きい方がポンプ回転数をより強く支配する特性がある。一般にシングルビニオンプランタリギヤ列では、 $Z_r / Z_s = 1.5 \sim 3$ であり、これによりモータの分担率は60%~75%である。プランタリギヤ列の入力部材を逆転してサンギヤを電動モータ47のモータ主軸48に連結し、リングギヤ39をエンジンに連結すれば、容易にモータ分担率の少ない領域(40%~25%)をカバーすることができる。モータ分担率が25%よりも少ない場合、あるいは75%を越える領域もリングギヤ39に著しく大きい諸元を設定すれば実現できるが、モータ無しあるいはモータのみとの差異が少なくなため実用上の要求は少ない。

$$\omega_r \cdot (Z_r - Z_s) + \omega_s \cdot Z_s = \omega_r \times Z_r \quad \dots(6)$$

$$\text{エンジン分担トルク } T_E = (Z_s / Z_r) \cdot T_p \quad \dots(4)$$

$$\text{モータ分担トルク } T_M = ((Z_r - Z_s) / Z_r) \cdot T_p \quad \dots(5)$$

$Z_r / Z_s = 2$ とすれば、モータ分担率は50%となるから、動力合成機構35をダブルビニオンプランタリギヤ列とすれば、シングルビニオンプランタリギヤ列では得にくいモータ分担率とることができ、シングルビニオンプランタリギヤ列の補完をすることができる。

【0059】このタイプの動力合成機構35にあっても、サンギヤ37をモータ主軸48により駆動し、キャリア42を電動モータ47により駆動するようにしても良く、動力合成機構35にモータ主軸48の逆転を阻止するワンウェイクラッチ49を設けるようにしても良い。

【0060】本発明は前記実施の形態に限定されるものではなく、その要旨を逸脱しない範囲で種々変更可能であることはいうまでもない。

【0061】たとえば、図1に示す駆動系にはトルクコンバータ2が設けられているが、これを有しない場合にも本発明を適用することができる。また、図1は自動变速機として無段变速機4を有する駆動系を示すが、多段式自动变速機を有する場合にもそれを構成する变速要素の駆動のためのオイルポンプを図示した構成とすることができる。

【0062】

【発明の効果】本発明によれば、自动变速機における变速要素を作動するための1つのオイルポンプをエンジンと電動モータとにより駆動することができるので、变速

【0055】図8および図9に示す実施の形態にあっては、実用上の要求があると考えられ、かつシングルビニオンプランタリギヤ列では適用できない分担率50%付近を実現することができる。

【0056】この実施の形態にあっては、サンギヤ37は前述した場合と同様に第1駆動軸36に取り付けられ、この駆動軸36はエンジンのクランク軸1に直結されたエンジントルク伝達軸9に対してチェーン46を介して連結されている。一方、キャリア42は第2駆動軸38を介して図8に示すようにモータ主軸48に連結され、リングギヤ39は中空のポンプ駆動軸41を介してオイルポンプ30のインナーロータ34つまり駆動部に連結されている。キャリア42には、リングギヤ39に噛み合う第1のビニオンギヤ43aと、このビニオンギヤ43aとサンギヤ37とに噛み合う第2のビニオンギヤ43bとが対となって複数対回転自在に装着されており、この動力合成機構35はダブルビニオンプランタリギヤ列つまりダブルビニオン式の遊星歯車機構となっている。

【0057】このダブルビニオンプランタリギヤ列の速度関係式およびトルク関係式は以下のようになる。

【0058】

装置を大型化することなく、エンジンまたは電動モータのみあるいはエンジンと電動モータの両方でオイルポンプを駆動することができる。

【0063】アイドリングの回転数を下げるようにもオイルポンプの容量を大型化させることが不要となる。

【0064】車両停止時にアイドリングの回転を停止させるようにも、エンジン始動直後に直ちに自动变速機の作動を安定状態とすることができます。

【0065】作動油の粘度が高い場合でも、オイルポンプを起動させて自动变速機を確実に作動させることができる。

【0066】遊星歯車機構を動力合成機構とすることにより、限られたスペース内でエンジン動力と電動モータ動力とを合成してオイルポンプに伝達することができ、しかも、電動モータによりオイルポンプを駆動するためのポンプ駆動トルクの負担率を容易に変更することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施の形態である自動車用自动变速装置を有する駆動系を示すスケルトン図である。

【図2】図1の要部を拡大して示す断面図である。

【図3】図2におけるA-A線に沿う方向から見たオイルポンプを示す断面図である。

【図4】図2におけるB-B線に沿う方向から見た動力

合成機構を示すスケルトン図である。

【図5】電動モータの回転を制御するためのコントローラユニットを示すブロック図である。

【図6】図2に示したオイルポンプの作動特性を示す特性線図である。

【図7】本発明の他の実施の形態である自動車用自動変速装置における前記実施の形態の図2に対応する部分を示す断面図である。

【図8】本発明の他の実施の形態である自動車用自動変速装置の要部を示すスケルトン図である。

【図9】図8におけるC-C線に沿う部分を示すスケルトン図である。

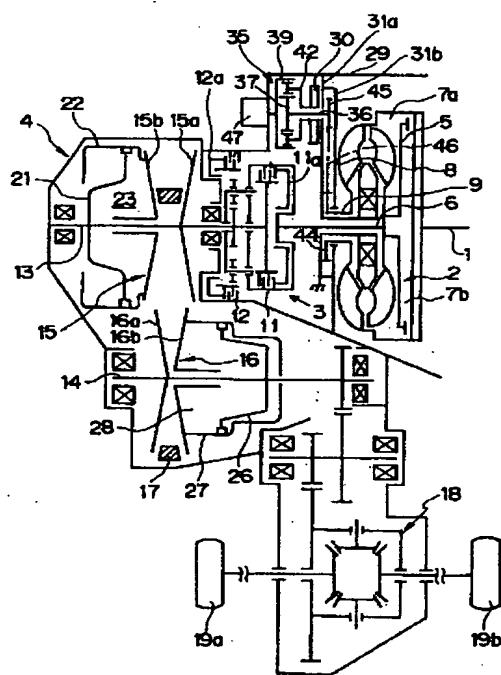
【符号の説明】

- 1 クランク軸
- 2 トルクコンバータ
- 9 エンジントルク伝達軸
- 29 トランスミッションケース

- 30 オイルポンプ
- 32 ポンプ本体
- 33 アウターロータ
- 34 インナーロータ
- 35 動力合成機構
- 36 第1駆動軸
- 37 サンギヤ
- 38 第2駆動軸
- 39 リングギヤ
- 41 ポンプ駆動軸
- 42 キャリア
- 43, 43a, 43b ピニオンギヤ
- 44, 45 スプロケット
- 47 電動モータ
- 48 モータ主軸
- 49 ワンウェイクラッチ

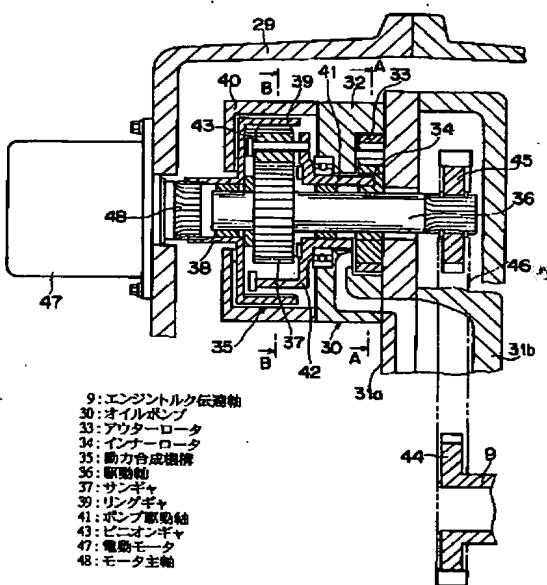
【図1】

図 1



【図2】

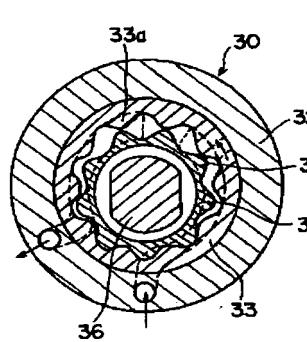
図 2



- 9: エンジントルク伝達軸
- 30: オイルポンプ
- 33: アウターロータ
- 34: インナーロータ
- 35: 動力合成機構
- 36: 駆動軸
- 37: サンギヤ
- 39: リングギヤ
- 41: ポンプ駆動軸
- 43: ピニオンギヤ
- 47: 電動モータ
- 48: モータ主軸

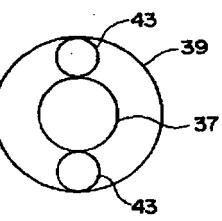
【図3】

図 3



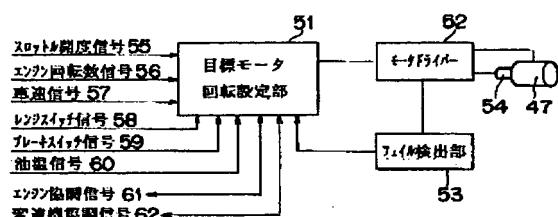
【図4】

図 4



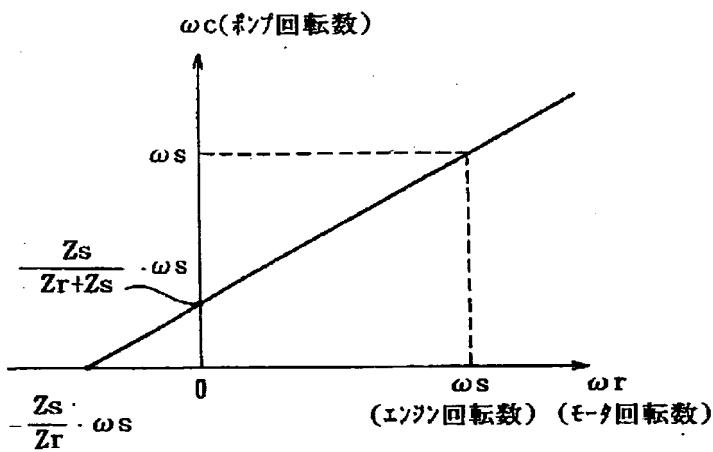
【図5】

図 5



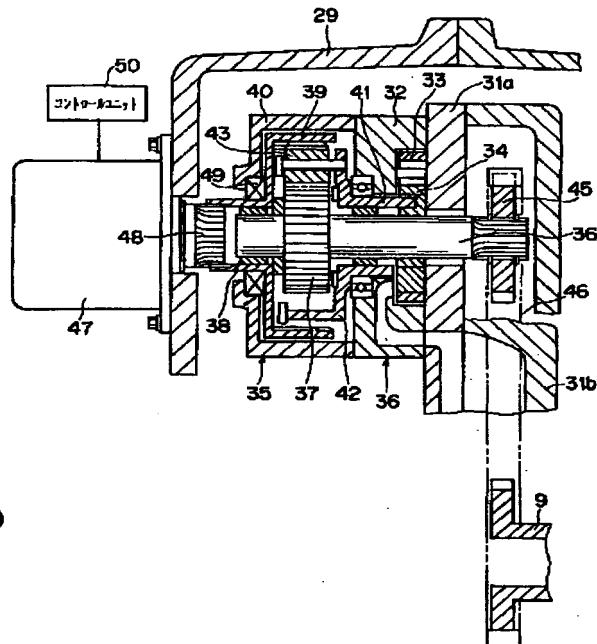
【図6】

図 6



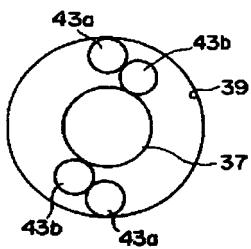
【図7】

図 7



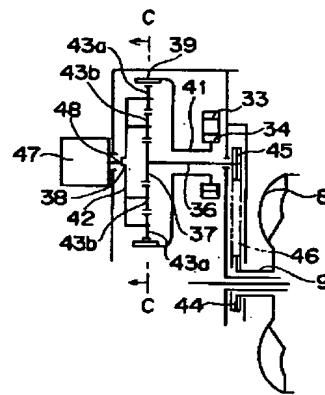
【図9】

図 9



【図8】

図 8



フロントページの続き

F ターム(参考) 3J028 EA27 EB10 EB16 EB44 EB54
EB62 EB63 EB66 FA46 FB06
FC13 FC23 FC32 FC42 FC65
GA02
3J552 MA02 MA07 MA12 NA01 NB01
PA20 RB03 RB17 RC13 SA08
SA09 SA20 SA36 SA52 VA50Z
VB01W VB16Z VC01W VC03W

